

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 646 188**

51 Int. Cl.:

F25B 11/02 (2006.01)

F25B 1/10 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **25.03.2010 PCT/JP2010/002121**

87 Fecha y número de publicación internacional: **29.09.2011 WO11117924**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **25.03.2010 E 10848319 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **11.10.2017 EP 2551613**

54 Título: **Aparato de ciclo de refrigeración y procedimiento de operación del mismo**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
12.12.2017

73 Titular/es:
MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION (100.0%)
7-3 Marunouchi 2-Chome, Chiyoda-ku
Tokyo 100-8310, JP

72 Inventor/es:
TAKAYAMA, KEISUKE;
SHIMAZU, YUSUKE;
KAKUDA, MASAYUKI;
NAGATA, HIDEAKI y
HATOMURA, TAKESHI

74 Agente/Representante:
ELZABURU, S.L.P

ES 2 646 188 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Aparato de ciclo de refrigeración y procedimiento de operación del mismo

Campo técnico

5 La presente invención se refiere a aparatos de ciclo de refrigeración y a procedimientos operativos de los mismos y, más particularmente, se refiere a un aparato de ciclo de refrigeración y a un procedimiento de operación del mismo que usa un refrigerante que experimenta una transición a un estado supercrítico, que incluye un compresor y un expansor acoplados coaxialmente, que recupera la energía de expansión que es generada cuando el refrigerante se expande, y que usa la energía de expansión para comprimir el refrigerante.

Antecedentes de la técnica

10 En los últimos años, ha existido interés en aparatos de ciclo de refrigeración que usan, como su refrigerante, dióxido de carbono (en adelante, en la presente memoria, CO₂), que tiene un potencial de agotamiento de ozono nulo y un potencial de calentamiento global marcadamente pequeño en comparación con los de los clorofluorocarbonos. Dicho aparato se describe en "Revival of carbon dioxide as a refrigerant" de Gustav Lorentzen (Int. Journal of Refrigeration Vol. 17 (1994), Junio N° 5, páginas 292-301, XP-444432). La temperatura crítica del refrigerante de CO₂ es tan baja como 31,06°C. Cuando se usa una temperatura superior a esta, el refrigerante en un lado de alta presión (desde la salida de un compresor, a un radiador y a continuación a la entrada de un descompresor) del aparato de ciclo de refrigeración pasa a un estado supercrítico en el que no se produce condensación, disminuyendo de esta manera la eficiencia operativa (COP) del aparato de ciclo de refrigeración en comparación con los refrigerantes convencionales. Por lo tanto, los medios para aumentar la COP son importantes para los aparatos de ciclo de refrigeración que usan un refrigerante de CO₂.

25 Como dichos medios, en el documento JP-S-58-217163 A se sugiere un ciclo de refrigeración que está provisto de un expansor en lugar de un descompresor y que recupera la energía de presión durante la expansión como energía. Mientras, en un aparato de ciclo de refrigeración con una configuración en la que un compresor de desplazamiento positivo y un expansor están acoplados con un único eje, cuando VC es un volumen de carrera del compresor y VE es un volumen de carrera del expansor, una relación de tasa de circulación volumétrica de los refrigerantes que fluyen respectivamente a través del compresor y del expansor viene determinada por VC/VE (una relación de volumen de diseño). Cuando DC es la densidad del refrigerante en la salida de un evaporador (en el que el refrigerante fluye al compresor) y DE es la densidad del refrigerante en la salida de un radiador (en el que el refrigerante fluye hacia el expansor), se establece una relación "VC x DC = VE x DE", es decir, una relación "VC/VE = DE/DC" ya que la tasa de circulación de masa de los refrigerantes que fluyen respectivamente a través del compresor y del expansor son equivalentes. VC/VE (la relación de volumen de diseño) es una constante que es determinada durante el diseño del dispositivo. El ciclo de refrigeración tiende a auto-equilibrarse de manera que DE/DC (la relación de densidad) es siempre constante (en adelante, en la presente memoria, esto se denomina "restricción de la relación de densidad constante").

35 Sin embargo, las condiciones de uso del aparato de ciclo de refrigeración no son necesariamente constantes y, por lo tanto, si la relación de volumen de diseño esperada en el momento del diseño es diferente de la relación de densidad en el estado operativo real, sería difícil regular la presión del lado de alta presión a una presión óptima debido a la "restricción de la relación de densidad constante".

40 Debido a esto, se sugiere una configuración y un procedimiento de control para regular la presión del lado de alta presión a la presión óptima mediante la provisión de una derivación que circunvala o evita el expansor y controla la cantidad de refrigerante que fluye al expansor (por ejemplo, véase la literatura de patente 1).

45 Además, se sugiere una configuración y un procedimiento de control para regular la presión del lado de alta presión a la presión óptima mediante la provisión de una derivación de compresión que circunvala una fase desde una posición media de un proceso de compresión de un compresor principal hasta la finalización del proceso de compresión, mediante la provisión de un sub-compresor en la derivación de compresión y mediante el control de la cantidad de refrigerante que fluye al sub-compresor (por ejemplo, véase la literatura de patente 2).

Lista de citas

Literatura de patentes

Literatura de patente 1: patente japonesa N° 3708536 (reivindicación 1, Fig. 1, etc.)

50 Literatura de patente 2: Publicación de solicitud de patente japonesa no examinada N° 2009-162438 (reivindicación 1, Fig. 1, etc.)

Sumario de la invención

Problema técnico

- 5 La literatura de patente 1 describe la configuración y el procedimiento de control que pueden regular la presión del lado de alta presión a la presión óptima mediante la distribución del refrigerante a la derivación que circunvala el expansor si la relación de densidad en el estado operativo real es menor que la relación de volumen de diseño; sin embargo, el refrigerante que fluye a través de una válvula de derivación puede ser sometido a un cambio isoentálpico debido a la pérdida de expansión. Por lo tanto, existe un problema en el que el efecto de aumentar el efecto de refrigeración obtenido por el cambio isoentrópico mientras el expansor recupera la energía de expansión se reduce.
- 10 Además, si la cantidad de refrigerante que circunvala el expansor es grande, la velocidad de rotación del expansor se reduce y un estado de lubricación de una parte deslizante se degrada. Si la velocidad de rotación del expansor se hace excesivamente baja, surgen problemas con el estancamiento de aceite en un paso del expansor que causa una degradación de la fiabilidad, tal como el agotamiento del aceite en el compresor y el arranque con el refrigerante estancado en el momento del reinicio.
- 15 Además, la literatura de patentes 2 intenta resolver los problemas descritos anteriormente sin una derivación que circunvala el expansor. Sin embargo, debido a que la válvula de derivación se proporciona en la entrada del sub-compresor, la presión en la entrada del sub-compresor disminuye debido a la pérdida de presión, y la energía de compresión aumenta en esa cantidad. Existe un problema en el sentido de que el efecto de aumento de la eficiencia operativa se reduce.
- 20 La presente invención tiene como objetivo abordar los problemas anteriores y un objeto de la invención es proporcionar un aparato de ciclo de refrigeración y un procedimiento de operación capaz de proporcionar una operación altamente eficiente mediante una recuperación constante de energía en un amplio rango de operación incluso si la regulación de la presión del lado de alta presión a la presión óptima es difícil debido a la restricción de la relación de densidad constante.

25 Solución al problema

- Un aparato de ciclo de refrigeración según la invención incluye un compresor principal que comprime un refrigerante; un radiador que irradia calor del refrigerante comprimido por el compresor principal; un expansor que reduce una presión del refrigerante que ha pasado a través del radiador; un evaporador que evapora el refrigerante que ha sido despresurizado por el expansor; un sub-compresor que tiene un lado de descarga conectado a una posición intermedia de un proceso de compresión del compresor principal, en el que el sub-compresor usa energía, que es generada en el expansor cuando se reduce la presión del refrigerante, para comprimir una parte del refrigerante que pasa a través del evaporador a una presión intermedia; una derivación de presión intermedia que conecta entre sí un lado de salida de refrigerante del sub-compresor y un lado de entrada de refrigerante del compresor principal; una válvula de derivación de presión intermedia que está provista en la derivación de presión intermedia, en el que la válvula de derivación de presión intermedia controla un caudal del refrigerante que fluye a través de la derivación de presión intermedia; en el que hay provista una válvula de pre-expansión entre un lado de salida de refrigerante del radiador y un lado de entrada de refrigerante del expansor, en el que la válvula de pre-expansión reduce la presión del refrigerante que fluye al interior del expansor; y un controlador que controla una operación de la válvula de derivación de presión intermedia y una operación de la válvula de pre-expansión. El controlador puede regular la presión de un lado de alta presión cambiando uno o ambos de entre un grado de apertura de la válvula de derivación de presión intermedia y un grado de apertura de la válvula de pre-expansión en base a una relación de densidad que se obtiene a partir de una densidad de refrigerante de entrada del expansor y una densidad de refrigerante de entrada del sub-compresor en un estado operativo real y una relación de volumen de diseño que se esperaba en el momento del diseño y que se obtiene a partir de un volumen de carrera del sub-compresor, volumen de carrera del expansor y una relación de caudal del refrigerante que fluye al sub-compresor.
- 30
- 35
- 40
- 45

- Un procedimiento de operación de un aparato de ciclo de refrigeración según la invención incluye las etapas de: comprimir un refrigerante con un compresor principal; irradiar calor del refrigerante comprimido por el compresor principal con un radiador; reducir la presión del refrigerante que ha pasado a través del radiador con un expansor; evaporar el refrigerante que ha sido despresurizado por el expansor con un evaporador; usar energía, que ha sido generada en el expansor cuando se ha reducido la presión del refrigerante, para comprimir una parte del refrigerante que pasa a través del evaporador a una presión intermedia con un sub-compresor; inyectar el refrigerante comprimido a la presión intermedia por el sub-compresor a una posición intermedia de un proceso de compresión del compresor principal; conectar entre sí un lado de salida de refrigerante del sub-compresor y un lado de entrada de refrigerante del compresor principal con una derivación de presión intermedia; controlar un caudal del refrigerante que fluye a través de la derivación de presión intermedia con una válvula de derivación de
- 50
- 55

presión intermedia; reducir la presión del refrigerante que está fluyendo entre un lado de salida de refrigerante del radiador y un lado de entrada de refrigerante del expansor y que está fluyendo al interior del expansor con una válvula de pre-expansión; y regular una presión de un lado de alta presión cambiando uno o ambos de entre un grado de apertura de la válvula de derivación de presión intermedia y un grado de apertura de la válvula de pre-expansión en base a una relación de densidad que se obtiene a partir de una densidad de refrigerante de entrada del expansor y de una densidad de refrigerante de entrada del sub-compresor en un estado operativo real y una relación de volumen de diseño que se esperaba en el momento del diseño y que se obtiene a partir de un volumen de carrera del sub-compresor, un volumen de carrera del expansor, y una relación de un caudal del refrigerante que fluye al sub-compresor.

5

10 **Efectos ventajosos de la invención**

Con el aparato de ciclo de refrigeración y el procedimiento de operación del ciclo de refrigeración según la invención, puede conseguirse una operación altamente eficiente mediante la recuperación de la energía en el amplio rango operativo y mediante la regulación de la presión del lado de alta presión mediante el control de la válvula de derivación de presión intermedia y de la válvula de pre-expansión incluso si la presión del lado de alta presión es difícil de regular a la presión óptima debido a la restricción de la relación de densidad constante.

15

Breve descripción de los dibujos

La Fig. 1 es un diagrama de configuración de circuito que muestra esquemáticamente una configuración de circuito de refrigerante de un aparato de ciclo de refrigeración según la realización de la invención.

20

La Fig. 2 es una sección longitudinal esquemática que muestra una configuración en sección de un compresor principal.

La Fig. 3 es un diagrama P-h que muestra la transición de un refrigerante durante una operación de refrigeración del aparato de ciclo de refrigeración según la realización de la invención.

La Fig. 4 es un diagrama P-h que muestra la transición del refrigerante durante una operación de calentamiento del aparato de ciclo de refrigeración según la realización de la invención.

25

La Fig. 5 es un diagrama de flujo que muestra el flujo de procesamiento de control ejecutado por un controlador.

La Fig. 6 es una vista explicativa que muestra una operación durante el control cooperativo de una válvula de derivación de presión intermedia y una válvula de pre-expansión.

30

La Fig. 7 es un diagrama P-h que muestra la transición del refrigerante cuando se realiza una operación de cierre de la válvula 6 de pre-expansión durante la operación de refrigeración ejecutada por el aparato de ciclo de refrigeración según la realización de la invención.

La Fig. 8 es un diagrama P-h que muestra la transición del refrigerante cuando se realiza una operación de apertura de la válvula de derivación de presión intermedia durante la operación de refrigeración ejecutada por el aparato de ciclo de refrigeración según la realización de la invención.

La Fig. 9 es un diagrama P-h que muestra una parte de transición de un refrigerante de dióxido de carbono.

35 **Descripción de realizaciones**

A continuación, se describirá una realización de la invención con referencia a los dibujos.

40

La Fig. 1 es un diagrama de configuración de circuito que muestra esquemáticamente una configuración de circuito de refrigerante de un aparato 100 de ciclo de refrigeración según la realización de la invención. La Fig. 2 es una sección longitudinal esquemática que muestra una configuración en sección de un compresor 1 principal. La Fig. 3 es un diagrama P-h que muestra la transición de un refrigerante durante una operación de refrigeración del aparato 100 de ciclo de refrigeración. La Fig. 4 es un diagrama P-h que muestra la transición del refrigerante durante una operación de calentamiento del aparato 100 de ciclo de refrigeración. La Fig. 5 es un diagrama de flujo que muestra el flujo de procesamiento de control ejecutado por un controlador 83. La Fig. 6 es una vista explicativa que muestra una operación durante un control cooperativo de una válvula 9 de derivación de presión intermedia y una válvula 6 de pre-expansión. Se describirán una configuración de circuito y una operación del aparato 100 de ciclo de refrigeración con referencia a las Figs. 1 a 6.

45

El aparato 100 de ciclo de refrigeración según la realización se usa en dispositivos equipados con un ciclo de refrigeración que hace circular un refrigerante y se usa, por ejemplo, en un refrigerador, un congelador, una máquina expendedora, un aparato de aire acondicionado (para uso doméstico, uso industrial o en vehículos, por

- ejemplo), un aparato de refrigeración o un calentador de agua. Cabe señalar que las relaciones dimensionales de los componentes en la Fig. 1 y otros dibujos subsiguientes pueden ser diferentes de los reales. Además, en la Fig. 1 y otros dibujos subsiguientes, los componentes aplicados con los mismos signos de referencia corresponden a los mismos componentes o a componentes equivalentes. Esto es común a lo largo de todo el texto de la descripción. Además, las formas de los componentes descritos en el texto completo de la descripción son simples ejemplos, y los componentes no están limitados a las formas de componentes descritas.
- El aparato 100 de ciclo de refrigeración puede recuperar energía constantemente en un amplio rango operativo y puede realizar operaciones eficientes. En particular, el efecto ventajoso es grande cuando se usa un refrigerante de dióxido de carbono en el que un lado de alta presión entra en un estado supercrítico.
- El aparato 100 de ciclo de refrigeración incluye al menos el compresor 1 principal, un intercambiador 4 de calor exterior, un expansor 7, un intercambiador 21 de calor interior y un sub-compresor 2. Además, el aparato 100 de ciclo de refrigeración incluye una primera válvula 3 de cuatro vías que sirve como una unidad de conmutación de paso de refrigerante, una segunda válvula 5 de cuatro vías que sirve como una unidad de conmutación de paso de refrigerante, la válvula 6 de pre-expansión, un acumulador 8, una válvula 9 de derivación de presión intermedia y una válvula 10 antirretorno. Además, el aparato 100 de ciclo de refrigeración incluye un controlador 83 que controla el control global del aparato 100 de ciclo de refrigeración.
- El compresor 1 principal comprime un refrigerante, que es aspirado por un motor 102 eléctrico y un eje 103 accionado por el motor 102 eléctrico, y convierte el refrigerante a un estado de alta presión y alta temperatura. Este compresor 1 principal puede estar constituido, por ejemplo, por un compresor inversor de capacidad controlable. Cabe señalar que los detalles del compresor 1 principal se describen más adelante con referencia a la Fig. 2.
- El intercambiador 4 de calor exterior funciona como un radiador en el que el refrigerante en el mismo irradia calor durante una operación de refrigeración, y funciona como un evaporador en el que el refrigerante en el mismo se evapora durante una operación de calentamiento. Por ejemplo, el intercambiador 4 de calor exterior intercambia calor entre el aire, que es suministrado desde un ventilador (no mostrado) y el refrigerante.
- El intercambiador 4 de calor exterior tiene una tubería de transferencia de calor, a través de la cual pasa el refrigerante, y una aleta para aumentar un área de transferencia de calor entre el refrigerante que fluye a través de la tubería de transferencia de calor y el aire exterior. El intercambiador 4 de calor exterior está configurado para intercambiar calor entre el refrigerante y el aire (el aire exterior). El intercambiador 4 de calor exterior funciona como un evaporador durante la operación de calentamiento. El intercambiador 4 de calor exterior evapora y gasifica (vaporiza) el refrigerante. Por otro lado, el intercambiador 4 de calor exterior funciona como un condensador o un enfriador de gas (en adelante, en la presente memoria, denominado condensador) durante la operación de refrigeración. En algunos casos, el intercambiador 4 de calor exterior puede no gasificar o vaporizar completamente el refrigerante, y puede convertir el refrigerante en una mezcla bifásica de gas y líquido (refrigerante bifásico gas-líquido).
- El intercambiador 21 de calor interior funciona como un evaporador en el que el refrigerante en el mismo se evapora durante la operación de refrigeración, y funciona como un radiador en el que el refrigerante irradia calor durante la operación de calentamiento. El intercambiador 21 de calor interior intercambia calor entre el aire, que es suministrado desde un ventilador (no mostrado) y el refrigerante.
- El intercambiador 21 de calor interior tiene una tubería de transferencia de calor, a través de la cual pasa el refrigerante, y una aleta para aumentar un área de transferencia de calor entre el refrigerante que fluye a través de la tubería de transferencia de calor y el aire exterior. El intercambiador 21 de calor interior está configurado para intercambiar calor entre el refrigerante y el aire interior. El intercambiador 21 de calor interior funciona como un evaporador durante la operación de refrigeración. El intercambiador 21 de calor interior evapora el refrigerante y gasifica (vaporiza) el refrigerante. Por otro lado, el intercambiador 21 de calor interior funciona como un condensador o un enfriador de gas (en adelante, en la presente memoria, denominado condensador) durante la operación de calentamiento.
- El expansor 7 reduce la presión del refrigerante que pasa a través del mismo. La energía es generada cuando la presión del refrigerante se reduce y se transfiere al sub-compresor 2 a través de un eje 43 de accionamiento. El sub-compresor 2 está conectado al expansor 7 a través del eje 43 de accionamiento. El sub-compresor 2 es accionado por la energía que se genera cuando el expansor 7 reduce la presión del refrigerante, y el sub-compresor 2 comprime el refrigerante. El sub-compresor 2 está conectado en paralelo al compresor 1 principal en un lado de baja presión.
- En lo que se refiere al expansor 7 y al sub-compresor 2, el eje 43 de accionamiento recupera la energía de expansión que es generada cuando el expansor 7 se expande (reduce la presión) del refrigerante y el sub-

5 compresor 2 usa la energía de expansión recuperada y comprime el refrigerante. El expansor 7 y el sub-compresor 2 son de un tipo de desplazamiento positivo y emplean una forma, por ejemplo, de tipo voluta o espiral. El sub-compresor 2 y el expansor 7 están alojados en un recipiente 84 sellado herméticamente. El sub-compresor 2 está conectado al expansor 7 a través del eje 43 de accionamiento, de manera que el eje 43 de accionamiento recupera la energía que es generada en el expansor 7 y transfiere la energía al sub-compresor 2. De esta manera, el refrigerante es comprimido también en el sub-compresor 2.

10 La primera válvula 3 de cuatro vías está provista en una tubería 35 de descarga del compresor 1 principal, y tiene una función de cambiar la dirección de flujo del refrigerante según un modo operativo. Mediante la conmutación de la primera válvula 3 de cuatro vías, se realiza una conexión entre el intercambiador 4 de calor exterior y el compresor 1 principal, entre el intercambiador 21 de calor interior y el acumulador 8, entre el intercambiador 21 de calor interior y el compresor 1 principal, o entre el intercambiador 4 de calor exterior y el acumulador 8. Es decir, la primera válvula 3 de cuatro vías realiza una conmutación según el modo operativo relacionado con la refrigeración y el calentamiento en base a una instrucción del controlador 83 y, por lo tanto, conmuta el paso del refrigerante.

15 La segunda válvula 5 de cuatro vías conecta el expansor 7 al intercambiador 4 de calor exterior o al intercambiador 21 de calor interior según el modo operativo. Mediante la conmutación de la segunda válvula 5 de cuatro vías, se realiza una conexión entre el intercambiador 4 de calor exterior y la válvula 6 de pre-expansión, entre el intercambiador 21 de calor interior y el expansor 7, entre el intercambiador 21 de calor interior y la válvula 6 de pre-expansión, o entre el intercambiador 4 de calor exterior y el expansor 7. Es decir, la segunda válvula 5 de cuatro vías realiza una conmutación según el modo operativo relacionado con la refrigeración y el calentamiento en base a una instrucción del controlador 83 y, por lo tanto, conmuta el paso del refrigerante.

25 Durante la operación de refrigeración, la primera válvula 3 de cuatro vías es conmutada de manera que el refrigerante fluya desde el compresor 1 principal al intercambiador 4 de calor exterior y fluya desde el intercambiador 21 de calor interior al acumulador 8, y la segunda válvula 5 de cuatro vías es conmutada de manera que el refrigerante fluya desde el intercambiador 4 de calor exterior al intercambiador 21 de calor interior a través de la válvula 6 de pre-expansión y el expansor 7. Por el contrario, durante la operación de calentamiento, la primera válvula 3 de cuatro vías es conmutada de manera que el refrigerante fluya desde el compresor 1 principal al intercambiador 21 de calor interior y fluya desde el intercambiador 4 de calor exterior al acumulador 8, y la segunda válvula 5 de cuatro vías es conmutada de manera que el refrigerante fluya desde el intercambiador 21 de calor interior al intercambiador 4 de calor exterior a través de la válvula 6 de pre-expansión y el expansor 7. Con la segunda válvula 5 de cuatro vías, la dirección del refrigerante que pasa a través del expansor 7 es la misma en cualquiera de entre la operación de refrigeración y la operación de calentamiento.

35 La válvula 6 de pre-expansión está provista aguas arriba del expansor 7 y expande el refrigerante mediante la reducción de la presión del refrigerante, y puede ser una que tenga un grado de apertura controlable de manera variable, tal como una válvula de expansión electrónica. De manera más específica, la válvula 6 de pre-expansión está provista en un conducto 34 de refrigerante dispuesto entre la segunda válvula 5 de cuatro vías y la entrada del expansor 7 (es decir, el lado de salida de refrigerante del radiador (el intercambiador 4 de calor exterior o el intercambiador 21 de calor interior) y el lado de entrada de refrigerante del expansor 7), y regula la presión del refrigerante que fluye al expansor 7.

40 El acumulador 8 está provisto en el lado de succión del compresor 1 principal y tiene una función de retener el refrigerante líquido con el fin de prevenir que el líquido vuelva al compresor 1 principal cuando se ha producido un fallo en el aparato 100 de ciclo de refrigeración o durante una respuesta transitoria del estado operativo debido a un cambio en el control de operación. Es decir, el acumulador 8 tiene una función de retener un refrigerante excesivo en el circuito de refrigerante del aparato 100 de ciclo de refrigeración y de prevenir que el compresor 1 principal resulte dañado cuando el refrigerante líquido vuelve al compresor 1 principal y al sub-compresor 2 en una gran cantidad.

50 La válvula 9 de derivación de presión intermedia está provista en una tubería 33 de derivación de presión intermedia (una derivación de presión intermedia) que causa que el refrigerante sea desviado desde una tubería 31 de descarga del sub-compresor 2 a una tubería 32 de succión del compresor 1 principal y controla el caudal del refrigerante que fluye a través de la tubería 33 de derivación de presión intermedia. La válvula 9 de derivación de presión intermedia puede ser una que tenga un grado de apertura controlable de manera variable tal como una válvula de expansión electrónica. Mediante el ajuste del grado de apertura de la válvula 9 de derivación de presión intermedia, puede regularse la presión intermedia, que es la presión de descarga del sub-compresor 2.

55 La válvula 10 antirretorno está provista en la tubería 31 de descarga del sub-compresor 2 y ajusta la dirección de flujo del refrigerante que fluye al interior del compresor 1 principal a una dirección (una dirección desde el sub-compresor 2 al compresor 1 principal). Mediante la provisión de esta válvula 10 antirretorno, puede prevenirse la ocurrencia de un reflujo del refrigerante cuando la presión de descarga del sub-compresor 2 se hace más pequeña

que la presión de una cámara 108 de compresión del compresor 1 principal.

El controlador 83 controla la frecuencia de accionamiento del compresor 1 principal, las velocidades de rotación de los ventiladores (no mostrados) provistos cerca del intercambiador 4 de calor exterior y el intercambiador 21 de calor interior, la conmutación de la primera válvula 3 de cuatro vías, la conmutación de la segunda válvula 5 de cuatro vías, el grado de apertura del expansor 7, el grado de apertura de la válvula 6 de pre-expansión, el grado de apertura de la válvula 9 de derivación de presión intermedia, y similares.

Cabe señalar que la presente descripción supone que el aparato 100 de ciclo de refrigeración usa dióxido de carbono (CO₂) como su refrigerante. El dióxido de carbono tiene características tales como potencial nulo de agotamiento de ozono y un pequeño potencial de calentamiento global en comparación con los refrigerantes basados en clorofluorocarbono convencionales. Sin embargo, el refrigerante no está limitado a dióxido de carbono y otros refrigerantes individuales, refrigerantes mixtos (por ejemplo, un refrigerante mixto de dióxido de carbono y éter dietílico), o similares que experimenta la transición a un estado supercrítico pueden ser usados como refrigerante.

En el aparato 100 de ciclo de refrigeración, el compresor 1 principal, el sub-compresor 2, la primera válvula 3 de cuatro vías, la segunda válvula 5 de cuatro vías, el intercambiador 4 de calor exterior, la válvula 6 de pre-expansión, el expansor 7, el acumulador 8, la válvula 9 de derivación de presión intermedia y la válvula 10 antirretorno están alojadas en una unidad 81 exterior. Además, en el aparato 100 de ciclo de refrigeración, el controlador 83 está alojado también en la unidad 81 exterior. Además, en el aparato 100 de ciclo de refrigeración, el intercambiador 21 de calor interior está alojado en una unidad 82 interior. La Fig. 1 ilustra de manera ejemplar un estado en el que la unidad 81 exterior (el intercambiador 4 de calor exterior) individual está conectada a la unidad 82 interior (el intercambiador 21 de calor interior) individual a través de una tubería 36 de líquido y una tubería 37 de gas; sin embargo, los números de unidades 81 exteriores y unidades 82 interiores conectadas no están particularmente limitados.

Además, se proporcionan sensores de temperatura (un sensor 51 de temperatura, un sensor 52 de temperatura y un sensor 53 de temperatura) en el aparato 100 de ciclo de refrigeración. La información de temperatura detectada por estos sensores de temperatura es enviada al controlador 83, y es usada para controlar los componentes del aparato 100 de ciclo de refrigeración.

El sensor 51 de temperatura está provisto en la tubería 35 de descarga del compresor 1 principal, detecta la temperatura de descarga del compresor 1 principal y puede estar constituido, por ejemplo, por un termistor. El sensor 52 de temperatura está provisto cerca del intercambiador 4 de calor exterior (por ejemplo, sobre la superficie exterior), detecta la temperatura del aire que fluye al interior del intercambiador 4 de calor exterior y puede estar constituido, por ejemplo, por un termistor. El sensor 53 de temperatura está provisto cerca del intercambiador 21 de calor interior (por ejemplo, sobre la superficie exterior), detecta la temperatura del aire que fluye al interior del intercambiador 21 de calor interior, y puede estar constituido, por ejemplo, por un termistor.

Cabe señalar que las posiciones de instalación del sensor 51 de temperatura, el sensor 52 de temperatura y el sensor 53 de temperatura no están limitadas a las posiciones mostradas en la Fig. 1. Por ejemplo, el sensor 51 de temperatura puede ser instalado en cualquier posición en la que pueda detectar la temperatura del refrigerante descargado desde el compresor 1 principal, el sensor 52 de temperatura puede ser instalado en cualquier posición en la que pueda detectar la temperatura del aire que fluye al intercambiador 4 de calor exterior y el sensor 53 de temperatura puede ser instalado en cualquier posición en la que pueda detectar la temperatura del aire que fluye al interior del intercambiador 21 de calor interior.

La configuración y la operación del compresor 1 principal se describirán con referencia a la Fig. 2. El compresor 1 principal está configurado de manera que una carcasa 101 que forma el contorno del compresor 1 principal aloja el motor 102 eléctrico que sirve como fuente de accionamiento, el eje 103 que sirve como el eje de accionamiento accionado de manera giratoria por el motor 102 eléctrico, una voluta 104 oscilante fijada a un extremo distal del eje 103 y accionada de manera giratoria junto con el eje 103, una voluta 105 fija dispuesta encima de la voluta 104 oscilante y que tiene un cuerpo en espiral que se engrana con un cuerpo en espiral de la voluta 104 oscilante, etc. Además, una tubería 106 de entrada que está conectada a la tubería 32 de succión, una tubería 112 de salida que está conectada a la tubería 35 de descarga, y una tubería 114 de inyección que está conectada a la tubería 31 de descarga, están conectadas a la carcasa 101.

Se forma un espacio 107 de baja presión que está en comunicación con la tubería 106 de entrada en la carcasa 101, en una parte periférica más exterior de los cuerpos en espiral de la voluta 104 oscilante y de la voluta 105 fija. Se forma un espacio 111 de alta presión que está en comunicación con la tubería 112 de salida en una parte superior interior de la carcasa 101. Se forman una pluralidad de cámaras de compresión, cuyas capacidades cambian relativamente, entre el cuerpo en espiral de la voluta 104 oscilante y el cuerpo en espiral de la voluta fija

(por ejemplo, una cámara 108 de compresión y una cámara 109 de compresión mostrada en la Fig. 1). La cámara 109 de compresión ilustra una cámara de compresión formada en partes substancialmente centrales de la voluta 104 oscilante y de la voluta 105 fija. La cámara 108 de compresión ilustra una cámara de compresión formada durante la parte media de un proceso de compresión, en el exterior de la cámara 109 de compresión.

5 Un puerto 110 de salida que permite que la cámara 109 de compresión esté en comunicación con el espacio 111 de alta presión está provisto en la parte sustancialmente central de la voluta 105 fija. Un puerto 113 de inyección que permite que la cámara 108 de compresión esté en comunicación con la tubería 114 de inyección está provisto en la posición media del proceso de compresión de la voluta 105 fija. Además, un anillo Oldham (no mostrado) para detener el movimiento de rotación de la voluta 104 oscilante durante el movimiento de giro excéntrico está
10 dispuesto en la carcasa 101. Este anillo Oldham proporciona la función de detener el movimiento de rotación y una función de permitir el movimiento orbital de la voluta 104 oscilante.

Cabe señalar que la voluta 105 fija está fijada en el interior de la carcasa 101. Además, la voluta 104 oscilante realiza un movimiento orbital sin realizar el movimiento de rotación con relación a la voluta 105 fija. Además, el motor 102 eléctrico incluye al menos un estator que está fijado en el interior de la carcasa 101, y un rotor que está
15 dispuesto de manera que sea giratorio en el interior de una superficie periférica interior del estator y que está fijado al eje 103. El estator tiene una función de accionar de manera giratoria el rotor cuando el estator es energizado. El rotor tiene una función de ser accionado de manera giratoria y de hacer girar el eje 103 cuando el estator es energizado.

Se describirá brevemente el funcionamiento del compresor 1 principal. Cuando se energiza el motor 102 eléctrico, se genera un par de torsión en el estator y el rotor que constituye el motor 102 eléctrico, y se hace girar el eje 103. Debido a que la voluta 104 oscilante está montada en el extremo distal del eje 103, la voluta 104 oscilante realiza el movimiento orbital. La cámara de compresión se mueve hacia el centro mientras que la capacidad de la cámara de compresión se reduce por el movimiento giratorio de la voluta 104 oscilante y, por lo tanto, el refrigerante se comprime.
20

El refrigerante comprimido en el sub-compresor 2 y descargado desde el mismo pasa a través de la tubería 31 de descarga y la válvula 10 antirretorno. A continuación, este refrigerante fluye desde la tubería 114 de inyección al compresor 1 principal. Mientras, el refrigerante que pasa a través de la tubería 32 de succión fluye desde la tubería 106 de entrada al interior del compresor 1 principal. El refrigerante que ha fluido desde la tubería 106 de entrada fluye al interior del espacio 107 de baja presión, es encerrado en la cámara de compresión y es comprimido gradualmente. A continuación, cuando la cámara de compresión llega a la cámara 108 de compresión en la posición media del proceso de compresión, el refrigerante fluye desde el puerto 113 de inyección al interior de la cámara 108 de compresión.
25 30

Es decir, el refrigerante que ha fluido desde la tubería 114 de inyección es mezclado con el refrigerante que ha fluido desde la tubería 106 de entrada en la cámara 108 de compresión. A continuación, el refrigerante mezclado es comprimido gradualmente y llega a la cámara 109 de compresión. El refrigerante que ha llegado a la cámara 109 de compresión pasa a través del puerto 110 de salida y el espacio 111 de alta presión, es descargado fuera de la carcasa 101 a través de la tubería 112 de salida y pasa a través de la tubería 35 de descarga.
35

Se describirá la acción operativa del aparato 100 de ciclo de refrigeración.

<Modo de operación de refrigeración>

Se describirá la operación ejecutada por el aparato 100 de ciclo de refrigeración durante la operación de refrigeración con referencia a las Figs. 1 y 3. Cabe señalar que los signos A a G que se muestran en la Fig. 1 corresponden a los signos A a G mostrados en la Fig. 3. Además, en el modo de funcionamiento de refrigeración, la primera válvula 3 de cuatro vías y la segunda válvula 5 de cuatro vías son controladas en un estado indicado por "líneas continuas" en la Fig. 1. Aquí, los picos superiores e inferiores de la presión en el circuito de refrigerante y similares del aparato 100 de ciclo de refrigeración no están determinados con relación a una presión de referencia, sino presiones relativas como resultado de un aumento de presión por el compresor 1 principal o el sub-compresor 2 y una reducción de presión por la válvula 6 de pre-expansión o el expansor 7 se expresan respectivamente como una alta presión y una baja presión. Además, los picos superiores e inferiores de la temperatura se expresan de manera similar.
40 45

Durante la operación de refrigeración, en primer lugar, se succiona un refrigerante de baja presión al interior del compresor 1 principal y el sub-compresor 2. El refrigerante de baja presión aspirado al interior del sub-compresor 2 es comprimido por el sub-compresor 2 y se convierte en un refrigerante de presión intermedia (desde un estado A a un estado B). El refrigerante de presión intermedia que ha sido comprimido por el sub-compresor 2 es descargado desde el sub-compresor 2, y es introducido al interior del compresor 1 principal a través de la tubería 31 de descarga y la tubería 114 de inyección. El refrigerante de presión intermedia es mezclado con el refrigerante
50 55

aspirado al interior del compresor 1 principal, es comprimido adicionalmente por el compresor 1 principal y se convierte en un refrigerante de alta presión y alta temperatura (desde el estado B al estado C). El refrigerante de alta presión y alta temperatura que ha sido comprimido por el compresor 1 principal es descargado desde el compresor 1 principal, pasa a través de la primera válvula 3 de cuatro vías y fluye al interior del intercambiador 4 de calor exterior.

El refrigerante que ha fluido al interior del intercambiador 4 de calor exterior irradia calor intercambiando calor con el aire exterior suministrado al intercambiador 4 de calor exterior, transfiere calor al aire exterior, y se convierte en un refrigerante de alta presión y baja temperatura (desde el estado C a un estado D). El refrigerante de alta presión y baja temperatura fluye desde el intercambiador 4 de calor exterior, pasa a través de la segunda válvula 5 de cuatro vías y pasa a través de la válvula 6 de pre-expansión. La presión del refrigerante de alta presión y baja temperatura se reduce cuando pasa a través de la válvula 6 de pre-expansión (desde el estado D a un estado E). El refrigerante cuya presión ha sido reducida por la válvula 6 de pre-expansión es aspirado al interior del expansor 7. La presión del refrigerante que ha sido aspirado al interior del expansor 7 se reduce y el refrigerante pasa a tener baja temperatura. Por lo tanto, el refrigerante se convierte en un refrigerante de baja calidad (desde el estado E a un estado F).

En este momento, se genera energía en el expansor 7 como resultado de la reducción de la presión del refrigerante. La energía es recuperada mediante el eje 43 de accionamiento, es transferida al sub-compresor 2 y es usada para la compresión del refrigerante por el sub-compresor 2. El refrigerante cuya presión ha sido reducida por el expansor 7 es descargado desde el expansor 7, pasa a través de la segunda válvula 5 de cuatro vías y a continuación fluye fuera de la unidad 81 exterior. El refrigerante que fluye desde la unidad 81 exterior fluye a través de la tubería 36 de líquido y fluye al interior de la unidad 82 interior.

El refrigerante que ha fluido al interior de la unidad 82 interior fluye al interior del intercambiador 21 de calor interior, recibe calor desde el aire interior suministrado al intercambiador 21 de calor interior y se evapora, y se convierte en un refrigerante todavía de baja presión pero con alta calidad (desde el estado F a un estado G). Por consiguiente, el aire interior se enfría. Este refrigerante fluye desde el intercambiador 21 de calor interior, fluye también desde la unidad 82 interior, fluye a través de la tubería 37 de gas y fluye al interior de la unidad 81 exterior. El refrigerante que ha fluido al interior de la unidad 81 exterior pasa a través de la primera válvula 3 de cuatro vías, fluye al interior del acumulador 8 y es aspirado de nuevo al compresor 1 principal y al sub-compresor 2.

El aparato 100 de ciclo de refrigeración repite la operación descrita anteriormente y, por consiguiente, el calor del aire interior es transferido al aire exterior; por lo tanto, el aire interior se enfría.

<Modo de operación de calentamiento>

Se describirá la operación ejecutada por el aparato 100 de ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento con referencia a las Figs. 1 y 4. Cabe señalar que los signos A a G mostrados en la Fig. 1 corresponden a los signos A a G mostrados en la Fig. 4. Además, en el modo de operación de calentamiento, la primera válvula 3 de cuatro vías y la segunda válvula 5 de cuatro vías son controlados en un estado indicado por "líneas discontinuas" en la Fig. 1. Aquí, los picos superiores e inferiores de la presión en el circuito de refrigerante y similares del aparato 100 de ciclo de refrigeración no están determinadas con relación a una presión de referencia, sino que son presiones relativas como resultado de un aumento de presión por el compresor 1 principal o el sub-compresor 2 y una reducción de presión por la válvula 6 de pre-expansión o el expansor 7 se expresan respectivamente como una alta presión y una baja presión. Además, los picos superiores e inferiores de la temperatura se expresan de manera similar.

Durante la operación de calentamiento, en primer lugar, se succiona un refrigerante de baja presión al interior del compresor 1 principal y el sub-compresor 2. El refrigerante de baja presión aspirado al interior del sub-compresor 2 es comprimido por el sub-compresor 2 y se convierte en un refrigerante de presión intermedia (desde un estado A a un estado B). El refrigerante de presión intermedia que ha sido comprimido por el sub-compresor 2 es descargado desde el sub-compresor 2, y es introducido al compresor 1 principal a través de la tubería 31 de descarga y la tubería 114 de inyección. El refrigerante de presión intermedia es mezclado con el refrigerante aspirado al interior del compresor 1 principal, es comprimido adicionalmente por el compresor 1 principal y se convierte en un refrigerante de alta presión y alta temperatura (desde el estado B al estado G). El refrigerante de alta presión y alta temperatura que ha sido comprimido por el compresor 1 principal es descargado desde el compresor 1 principal, pasa a través de la primera válvula 3 de cuatro vías y fluye fuera de la unidad 81 exterior.

El refrigerante que ha fluido desde la unidad 81 exterior fluye a través de la tubería 37 de gas y fluye al interior de la unidad 82 interior. El refrigerante que ha fluido al interior de la unidad 82 interior fluye al intercambiador 21 de calor interior, irradia calor intercambiando calor con el aire interior suministrado al intercambiador 21 de calor

interior, transfiere calor al aire interior y se convierte en un refrigerante de baja temperatura y alta presión (desde el estado G al estado F). Por consiguiente, el aire interior se calienta. Este refrigerante de baja temperatura y alta presión fluye desde el intercambiador 21 de calor interior, fluye desde la unidad 82 interior, fluye a través de la tubería 36 de líquido y fluye al interior de la unidad 81 exterior. El refrigerante que ha fluido al interior de la unidad 81 exterior pasa a través de la segunda válvula 5 de cuatro vías, y pasa a través de la válvula 6 de pre-expansión. La presión del refrigerante de baja temperatura y alta presión se reduce cuando pasa a través de la válvula 6 de pre-expansión (desde el estado F a un estado E).

El refrigerante cuya presión ha sido reducida por la válvula 6 de pre-expansión es aspirado al interior del expansor 7. La presión del refrigerante que ha sido aspirado al interior del expansor 7 se reduce y el refrigerante pasa a tener baja temperatura. Por lo tanto, el refrigerante se convierte en un refrigerante de baja calidad (desde el estado E a un estado D). En este momento, se genera energía en el expansor 7 como resultado de la reducción de la presión del refrigerante. La energía es recuperada por el eje 43 de accionamiento, es transferida al sub-compresor 2 y es usada para la compresión del refrigerante por parte del sub-compresor 2. El refrigerante cuya presión ha sido reducida por el expansor 7 es descargado desde el expansor 7, pasa a través de la segunda válvula 5 de cuatro vías y a continuación fluye al intercambiador 4 de calor exterior. El refrigerante que ha fluido al interior del intercambiador 4 de calor exterior recibe calor del aire exterior suministrado al intercambiador 4 de calor exterior y se evapora, y se convierte en un refrigerante todavía de baja presión, pero de alta calidad (desde el estado D a un estado C).

El refrigerante fluye desde el intercambiador 4 de calor exterior, pasa a través de la primera válvula 3 de cuatro vías, fluye al interior del acumulador 8 y es aspirado de nuevo al interior del compresor 1 principal y el sub-compresor 2.

El aparato 100 de ciclo de refrigeración repite la operación descrita anteriormente y, por consiguiente, el calor del aire exterior es transferido al aire interior; por lo tanto, el aire interior se calienta.

Aquí, se describirán los caudales del refrigerante del sub-compresor 2 y del expansor 7.

Se supone que GE es un caudal del refrigerante que fluye a través del expansor 7, y GC es un caudal del refrigerante que fluye a través del sub-compresor 2. Además, cuando se supone que W es una relación del caudal (a la que se hace referencia como relación de desviación) del refrigerante que fluye al sub-compresor 2 entre el caudal total del refrigerante que fluye al compresor 1 principal y al sub-compresor 2, la relación entre GE y GC se expresa mediante Expresión (1) siguiente.

Expresión (1) $GC = W \times GE$

Por lo tanto, cuando VC es un volumen de carrera del sub-compresor 2, VE es un volumen de carrera del expansor 7, DC es una densidad de refrigerante de entrada del sub-compresor 2, y DE es una densidad de refrigerante de entrada del expansor 7, la restricción de la relación de densidad constante se expresa mediante la Expresión (2) siguiente.

Expresión (2) $VC/VE/W = DE/DC$

Además, la relación W de desviación puede determinarse de manera que la recuperación de energía del expansor 7 y la energía de compresión del sub-compresor 2 sean sustancialmente equivalentes entre sí. Más específicamente, cuando hE es una entalpía específica de la entrada del expansor 7, hF es una entalpía específica de la salida del expansor 7, hA es una entalpía específica de la entrada del sub-compresor 2, y hB es una entalpía específica de la salida del sub-compresor 2, la relación W de desviación puede ser determinada de manera que satisfaga la Expresión (3) siguiente.

Expresión (3) $hE - hF = W \times (hB - hA)$

Debido a que el aparato 100 de ciclo de refrigeración inyecta el refrigerante al compresor 1 principal después de que el sub-compresor 2 comprima parte del refrigerante de baja presión a la presión intermedia, puede reducirse una entrada eléctrica del compresor 1 principal en la cantidad de la energía de compresión del sub-compresor 2.

A continuación, se describirá la operación de refrigeración cuando una relación de densidad (DE/DC) en un estado operativo real es diferente de la relación de volumen de diseño (VC/VE/W) esperada en el momento del diseño.

<Funcionamiento de refrigeración cuando (DE/DC) > (VC/VE/W)>

Se describirá una operación de refrigeración cuando la relación de densidad (DE/DC) en el estado operativo real es mayor que la relación de volumen de diseño (VC/VE/W) esperada en el momento del diseño. En este caso, debido a la restricción de la relación de densidad constante, el ciclo de refrigeración tiende a auto-equilibrarse de manera

que la densidad de refrigerante de entrada (DE) disminuye mientras la presión del lado de alta presión se mantiene en un estado de baja presión. Sin embargo, cuando se encuentra en el estado en que la presión del lado de alta presión es menor que una presión deseable, la eficiencia operativa disminuye.

5 Debido a esto, si la válvula 9 de derivación de presión intermedia no está en un estado totalmente cerrado, la válvula 9 de derivación de presión intermedia es operada en la dirección de cierre, con el fin de aumentar la presión intermedia y aumentar la energía de compresión requerida del sub-compresor 2. A continuación, el expansor 7 tenderá a disminuir su velocidad de rotación; por lo tanto, el ciclo de refrigeración tenderá a auto-equilibrarse hacia un aumento de la densidad de entrada del expansor 7.

10 De manera alternativa, si la válvula 9 de derivación de presión intermedia está en un estado totalmente cerrado, la válvula 6 de pre-expansión es operada en la dirección de cierre, con el fin de expandir el refrigerante que fluye al interior del expansor 7 (desde el estado D a un estado E2) tal como se muestra en la Fig. 7 y disminuir la densidad del refrigerante. A continuación, el ciclo de refrigeración tenderá a auto-equilibrarse hacia un aumento de la densidad de entrada del expansor 7. La Fig. 7 es un diagrama P-h que muestra la transición del refrigerante cuando se realiza una operación de cierre de la válvula 6 de pre-expansión durante la operación de refrigeración ejecutada por el dispositivo 100 de ciclo de refrigeración.

20 Más específicamente, en la operación de refrigeración cuando $(DE/DC) > (VC/VE/W)$, el aparato 100 de ciclo de refrigeración controla la válvula 9 de derivación de presión intermedia para que sea cerrada o la válvula 6 de pre-expansión para que sea cerrada de manera que el ciclo de refrigeración se equilibre hacia un aumento de la presión del lado de alta presión. Debido a esto, el aparato 100 de ciclo de refrigeración puede aumentar la presión del lado de alta presión y regular la presión del lado de alta presión a la presión deseable. Además, debido a que ningún refrigerante circunvala el expansor 7, puede conseguirse una operación eficiente. Cabe señalar que la presión del lado de alta presión se refiere a una presión desde el puerto de salida del compresor 1 principal a la válvula 6 de pre-expansión y puede ser una presión en cualquier posición entre el puerto de salida del compresor 1 principal y la válvula 6 de pre-expansión.

<Operación de refrigeración cuando $(DE/DC) < (VC/VE/W)$ >

30 Se describirá una operación de refrigeración cuando la relación de densidad (DE/EC) en el estado operativo real es menor que la relación de volumen de diseño (VC/VE/W) esperada en el momento del diseño. En este caso, debido a la restricción de la relación de densidad constante, el ciclo de refrigeración tiende a auto-equilibrarse de manera que la densidad de refrigerante de entrada (DE) aumenta mientras la presión del lado de alta presión se mantiene en un estado de alta presión. Sin embargo, cuando se encuentra en el estado en que la presión del lado de alta presión es mayor que la presión deseable, la eficiencia operativa disminuye.

35 Debido a esto, si la válvula 6 de pre-expansión no está en un estado completamente abierto, la válvula 6 de pre-expansión es operada en la dirección de apertura, de manera que el refrigerante que fluye al interior del expansor 7 no se expande y la densidad del refrigerante aumenta. A continuación, el ciclo de refrigeración tenderá a auto-equilibrarse hacia una reducción de la densidad de entrada del expansor 7.

40 De manera alternativa, si la válvula 6 de pre-expansión está en un estado totalmente abierto, la válvula 9 de derivación de presión intermedia es operada en la dirección de apertura. La operación del ciclo del refrigerante en este momento se describirá con referencia a la Fig. 8 La Fig. 8 es un diagrama P-h que muestra una transición del refrigerante cuando se realiza una operación de apertura de la válvula 9 de derivación de presión intermedia durante la operación de refrigeración ejecutada por el dispositivo 100 de ciclo de refrigeración.

45 El sub-compresor 2 comprime el refrigerante que fluye desde el acumulador 8 a una presión intermedia (desde el estado G al estado B). Parte del refrigerante descargado desde el sub-compresor 2 pasa a través de la válvula 10 antirretorno y es inyectado al compresor 1 principal. Además, una parte residual del refrigerante descargado desde el sub-compresor 2 pasa a través de la válvula 9 de derivación de presión intermedia, y se une al refrigerante que fluye a través de la tubería 32 de succión del compresor 1 principal (un estado A2). El refrigerante en el estado A2 aspirado al interior del compresor 1 principal se mezcla con el refrigerante comprimido a la presión intermedia y es inyectado, y se comprime adicionalmente (un estado C2). A continuación, la presión intermedia se reduce, la energía de compresión requerida del sub-compresor 2 se reduce y el expansor 7 tiende a aumentar su velocidad de rotación; por lo tanto, el ciclo de refrigeración tiende a auto-equilibrarse hacia una reducción de la densidad de entrada del expansor 7.

Más específicamente, en la operación de refrigeración cuando $(DE/DC) < (VC/VE/W)$, el aparato 100 de ciclo de refrigeración controla la válvula 6 de pre-expansión para que esté abierta o la válvula 9 de derivación de presión intermedia para que esté abierta de manera que el ciclo de refrigeración se equilibre hacia una reducción de la

presión del lado de alta presión. Debido a esto, el aparato 100 de ciclo de refrigeración puede reducir la presión del lado de alta presión y regular la presión del lado de alta presión a la presión deseable. Además, debido a que ningún refrigerante circunvala el expansor 7, puede conseguirse una operación eficiente.

<Operación de calentamiento cuando $(DE/DC) \neq (VC/VE/W)$ >

5 Puede darse un caso en el que la relación de densidad (DE/DC) en el estado operativo real de la operación de calefacción difiera de la relación de volumen de diseño (VC/VE/W) esperada en el momento del diseño. Las operaciones del sub-compresor 2 y del expansor 7 son controladas de manera similar a la operación de refrigeración y, por lo tanto, se omite la descripción.

10 A continuación, como un procedimiento de operación específico de la válvula 9 de derivación de presión intermedia y la válvula 6 de pre-expansión, se describirá el flujo de un proceso de control ejecutado por el controlador 83, con referencia a un diagrama de flujo mostrado en la Fig. 5.

15 El aparato 100 de ciclo de refrigeración usa la correlación entre la presión del lado de alta presión y la temperatura de descarga y ejecuta el control de la válvula 9 de derivación de presión intermedia y la válvula 6 de pre-expansión en base a la temperatura de descarga que es medida de manera relativamente barata, sin depender de la presión del lado de alta presión que necesita un sensor costoso para la medición.

20 Cuando el aparato 100 de ciclo de refrigeración está en funcionamiento, la presión óptima del lado de alta presión no siempre es constante. Por lo tanto, en el aparato 100 de ciclo de refrigeración, unos medios de almacenamiento tales como una ROM montada en el controlador 83 almacenan, de antemano, datos tales como la temperatura del aire exterior detectada por el sensor 52 de temperatura y la temperatura interior detectada por el sensor 53 de temperatura, en forma de una tabla. Además, el controlador 83 determina una temperatura de descarga objetivo a partir de los datos almacenados en los medios de almacenamiento (etapa 201). A continuación, el controlador 83 recupera un valor de detección (temperatura de descarga) desde el sensor 51 de temperatura (etapa 202). El controlador 83 compara la temperatura de descarga objetivo determinada en la etapa 201 y la temperatura de descarga recuperada en la etapa 202 (etapa 203).

30 Si la temperatura de descarga es menor que la temperatura de descarga objetivo (etapa 203; SÍ), debido a que la presión del lado de alta presión tiende a ser más baja que la presión óptima del lado de alta presión, el controlador 83 determina en primer lugar si la válvula 9 de derivación de presión intermedia está o no totalmente cerrada (etapa 204). Si la válvula 9 de derivación de presión intermedia está totalmente cerrada (etapa 204; SÍ), el controlador 83 opera la válvula 6 de pre-expansión en la dirección de cierre (etapa 205) para reducir la presión del refrigerante que fluye al interior del expansor 7, para reducir la densidad del refrigerante y aumentar la presión del lado de alta presión y la temperatura de descarga. Si la válvula 9 de derivación de presión intermedia no está totalmente cerrada (etapa 204; NO), el controlador 83 opera la válvula 9 de derivación de presión intermedia en la dirección de cierre (etapa 206) para aumentar la presión intermedia, para aumentar la fuerza de compresión requerida del sub-compresor 2, y para aumentar la presión del lado de alta presión y la temperatura de descarga.

40 Por el contrario, si la temperatura de descarga es mayor que la temperatura de descarga objetivo (etapa 203; NO), debido a que la presión del lado de alta presión tiende a ser mayor que la presión óptima del lado de alta presión, el controlador 83 determina en primer lugar si la válvula 6 de pre-expansión está o no completamente abierta (etapa 207). Si la válvula 6 de pre-expansión está completamente abierta (etapa 207; SÍ), el controlador 83 opera la válvula 9 de derivación de presión intermedia en la dirección de apertura (etapa 208) para reducir la presión intermedia, para disminuir la fuerza de compresión requerida del sub-compresor 2, y para reducir la presión del lado de alta presión y la temperatura de descarga. Además, si la válvula 6 de pre-expansión no está completamente abierta (etapa 207; NO), el controlador 83 opera la válvula 6 de pre-expansión en la dirección de apertura (etapa 209) para no reducir la presión del refrigerante que fluye al interior del expansor 7, y para reducir la presión del lado de alta presión y la temperatura de descarga.

50 Después de estas etapas, el control vuelve a la etapa 201 y repite la etapa 201 a la etapa 209. Debido a que se ejecuta dicho control, el control cooperativo de la válvula 9 de derivación de presión intermedia y la válvula 6 de pre-expansión puede conseguirse tal como se muestra en la Fig. 6. Más específicamente, el controlador 83 regula la presión del lado de alta presión operando la válvula 6 de pre-expansión cuando la presión del lado de alta presión es baja y el grado de apertura de la válvula de derivación de presión intermedia es mínimo, y operando la válvula 9 de derivación de presión intermedia cuando la presión del lado de alta presión es alta y el grado de apertura de la válvula 6 de pre-expansión está en su máximo. Cabe señalar que, en la Fig. 6, el eje horizontal indica el nivel alto/bajo de la presión en el lado de alta presión, la sección superior del eje vertical indica el grado de apertura de la válvula 6 de pre-expansión, y la sección inferior del eje vertical indica el grado de apertura de la válvula 9 de derivación de presión intermedia.

- 5 Tal como se ha descrito anteriormente, el aparato 100 de ciclo de refrigeración usa el expansor 7 que tiene dificultades para mantener la presión del lado de alta presión a una presión óptima debido a la restricción de la relación de densidad constante. Sin embargo, incluso si la relación de densidad (DE/DC) en el estado operativo real es menor o mayor que la relación de volumen de diseño (VC/VE/W) esperada en el momento del diseño, la presión del lado de alta presión es regulada a la presión deseable y la energía es recuperada de manera fiable sin hacer que el refrigerante circunvale el expansor 7 por medio de la operación del grado de apertura de la válvula 9 de derivación de presión intermedia y la válvula 6 de pre-expansión. Debido a esto, el aparato 100 de ciclo de refrigeración es capaz de conseguir una operación que no reduce la eficiencia operativa ni el rendimiento operativo, y puede garantizar la fiabilidad del expansor 7 y del compresor 1 principal.
- 10 Además, en el aparato 100 de ciclo de refrigeración, el valor objetivo de la operación de grado de apertura de la válvula 9 de derivación de presión intermedia y la válvula 6 de pre-expansión es la temperatura de descarga del compresor 1 principal; sin embargo, puede proporcionarse un sensor de presión en la tubería 35 de descarga del compresor 1 principal y el valor objetivo puede ser controlado en base a la presión de descarga.
- 15 En el aparato 100 de ciclo de refrigeración, el valor objetivo de la operación de grado de apertura de la válvula 9 de derivación de presión intermedia y la válvula 6 de pre-expansión es la temperatura de descarga del compresor 1 principal; sin embargo, el valor objetivo puede ser un grado de sobrecalentamiento en la salida de refrigerante del intercambiador 21 de calor interior que funciona como un evaporador durante la operación de refrigeración. En este caso, el controlador 83 puede determinar el grado objetivo de sobrecalentamiento en base a la información desde un sensor de presión, que detecta una presión del lado de baja presión, dispuesto en la tubería de refrigerante entre la salida del expansor 7 y el compresor 1 principal o el sub-compresor 2 y la información desde un sensor de temperatura que detecta una temperatura de salida de refrigerante del intercambiador 21 de calor interior, en el que la información es almacenada, por adelantado, en una ROM o similar en forma de una tabla.
- 20 Además, el grado objetivo de sobrecalentamiento puede establecerse proporcionando un controlador en la unidad 82 interior. En este caso, el grado objetivo de sobrecalentamiento puede ser enviado al controlador 83 a través de la comunicación entre la unidad 82 interior y la unidad 81 exterior de una manera cableada o inalámbrica.
- 25 Además, con respecto a la relación entre la presión del lado de alta presión y el grado de sobrecalentamiento del evaporador, será tal que cuanto mayor sea la presión del lado de alta presión, mayor será el grado de sobrecalentamiento y cuanto menor sea la presión del lado de alta presión, menor será el grado de sobrecalentamiento. De esta manera, el control puede ser ejecutado de manera que la temperatura de descarga en la etapa 203 en el diagrama de flujo de la Fig. 5 es reemplazado con el grado de sobrecalentamiento.
- 30 Además, en el aparato 100 de ciclo de refrigeración, el valor objetivo de la operación de grado de apertura de la válvula 9 de derivación de presión intermedia y la válvula 6 de pre-expansión es la temperatura de descarga del compresor 1 principal; sin embargo, el valor objetivo puede ser un grado de sobreenfriamiento en la salida de refrigerante del intercambiador 21 de calor interior que funciona como un condensador durante la operación de calentamiento.
- 35 Esta realización muestra el caso en el que se usa CO₂ como el refrigerante del aparato 100 de ciclo de refrigeración. En un caso en el que se usa dicho refrigerante, cuando la temperatura del aire del condensador es alta, el refrigerante no está condensado en el lado de alta presión a diferencia de los refrigerantes basados en clorofluorocarbono convencionales y entra en un ciclo supercrítico. Por lo tanto, el grado de sobreenfriamiento no puede calcularse a partir de una presión y una temperatura saturadas. Debido a esto, tal como se muestra en la Fig. 9, pueden determinarse una presión de pseudo-saturación y una temperatura T_c de pseudo-saturación en base a una entalpía en el punto crítico, y la diferencia con una temperatura T_{co} de refrigerante puede ser usada como un pseudo grado de sobreenfriamiento T_{sc} (véase la Expresión (4) siguiente).
- 40
- Expresión (4) $T_{sc} = T_c - T_{co}$
- 45 Además, con respecto a la relación entre la presión del lado de alta presión y el grado de sobrecalentamiento del condensador, será tal que cuanto mayor sea la presión del lado de alta presión, mayor será el grado de sobreenfriamiento y cuanto menor sea la presión del lado de alta presión, menor será el grado de sobreenfriamiento. De esta manera, el control puede ser ejecutado de manera que la temperatura de descarga en la etapa 203 en el diagrama de flujo de la Fig. 5 sea reemplazada con el grado de sobreenfriamiento.
- 50 Con el aparato 100 de ciclo de refrigeración, los fenómenos que causan preocupación cuando la cantidad en la que el refrigerante circunvale el expansor 7 es grande, conduciendo a la degradación de la fiabilidad, tal como la degradación en el estado de lubricación en la parte deslizante debido a la baja velocidad de rotación del expansor 7, puede reducirse el agotamiento del aceite en el compresor debido al estancamiento del aceite en el expansor y el paso del expansor 7, y arrancando con el refrigerante estancado en el momento del reinicio.

Con el aparato 100 de ciclo de refrigeración, debido a que no se necesita una válvula de derivación de expansión, no habrá pérdida de expansión causada cuando el refrigerante es expandido por la válvula de derivación de expansión y la reducción del efecto de refrigeración en el evaporador puede hacerse pequeña.

5 Con el aparato 100 de ciclo de refrigeración, incluso cuando el sub-compresor 2 apenas puede comprimir el refrigerante, se hace que una parte del refrigerante circulante fluya al sub-compresor 2. Debido a esto, con el aparato 100 de ciclo de refrigeración, en comparación con un caso en el que se hace circular toda la cantidad de refrigerante circulante, el sub-compresor 2 no degradará el rendimiento al convertirse en una resistencia de paso del refrigerante. El caso en el que el sub-compresor 2 apenas puede comprimir el refrigerante es, por ejemplo, un caso en el que la diferencia entre la presión del lado de alta presión y la presión del lado de baja presión es pequeña y la energía recuperada por el expansor 7 es excesivamente pequeña, tal como una operación de refrigeración con una temperatura de aire exterior baja, o una operación de calentamiento con una temperatura interior baja.

15 El aparato 100 de ciclo de refrigeración está configurado de manera que la función de compresión se divida en el compresor 1 principal que tiene la fuente de accionamiento, y el sub-compresor 2 accionado por la energía del expansor 7. Por lo tanto, con el aparato 100 de ciclo de refrigeración, el diseño estructural y el diseño funcional pueden dividirse. Por lo tanto, los problemas relacionados con el diseño y la fabricación son menores que los de los aparatos integrados de la fuente de accionamiento, el expansor y el compresor.

20 Además, en el aparato 100 de ciclo de refrigeración, el refrigerante comprimido por el sub-compresor 2 es inyectado a la cámara 108 de compresión del compresor 1 principal. De manera alternativa, por ejemplo, el mecanismo de compresión del compresor 1 principal puede ser un mecanismo de compresión de dos etapas y el refrigerante puede ser inyectado a un paso que conecta una cámara de compresión del lado de etapa inferior y una cámara de compresión del lado de la última etapa. Todavía de manera alternativa, el compresor 1 principal puede estar configurado para ejecutar una compresión de dos etapas con una pluralidad de compresores.

25 En el aparato 100 de ciclo de refrigeración, cada uno de entre el intercambiador 4 de calor exterior y el intercambiador 21 de calor interior es un intercambiador de calor que intercambia calor con el aire; sin embargo, no está limitado en este sentido, y puede ser un intercambiador de calor que intercambia calor con otros medios caloríferos, tales como agua o salmuera.

30 Además, en el aparato 100 de ciclo de refrigeración, se describe a modo de ejemplo que el paso de refrigerante es conmutado según el modo de funcionamiento relacionado con la refrigeración y el calentamiento, con la primera válvula 3 de cuatro vías y la segunda válvula 5 de cuatro vías; sin embargo, no está limitado en este sentido. Por ejemplo, la configuración puede ser tal que una válvula de dos vías, una válvula de tres vías o una válvula antirretorno conmute el paso del refrigerante.

Lista de signos de referencia

35 1 compresor principal; 2 sub-compresor; 3 primera válvula de cuatro vías; 4 intercambiador de calor exterior; 5 segunda válvula de cuatro vías; 6 válvula de pre-expansión; 7 expansor; 8 acumulador; 9 válvula de derivación de presión intermedia; 10 válvula antirretorno; 21 intercambiador de calor interior; 31 tuberías de descarga; 32 tuberías de succión; 33 tuberías de derivación de presión intermedia; 34 paso de refrigerante; 35 tuberías de descarga; 36 tubería de líquido; 37 tubería de gas; 43 eje de transmisión; 51 sensor de temperatura; 52 sensor de temperatura; 53 sensor de temperatura; 81 unidad exterior; 82 unidad interior; 83 controlador; 84 recipiente sellado herméticamente; 100 aparatos de ciclo de refrigeración; 101 carcasa; 102 motor eléctrico; 103 eje; 104 voluta oscilante; 105 voluta fija; 106 tuberías de entrada; 107 espacio de baja presión; 108 cámara de compresión; 109 cámara de compresión; 110 puerto de salida; 111 espacio de alta presión; 112 tuberías de salida; 113 puerto de inyección; 114 tuberías de inyección.

45

REIVINDICACIONES

1. Un aparato (100) de ciclo de refrigeración, que comprende:

un compresor (1) principal que comprime un refrigerante;

un radiador que irradia calor del refrigerante comprimido por el compresor (1) principal;

5 un expansor (7) que reduce una presión del refrigerante que ha pasado a través del radiador;

un evaporador que evapora el refrigerante que ha sido despresurizado por el expansor (7);

10 un sub-compresor (2) que tiene un lado de descarga conectado a una posición intermedia de un proceso de compresión del compresor (1) principal, en el que el sub-compresor (2) usa energía, que es generada en el expansor (7) cuando se reduce la presión del refrigerante, para comprimir una parte del refrigerante que pasa a través del evaporador a una presión intermedia; caracterizado por una derivación (33) de presión intermedia que conecta entre sí un lado de salida de refrigerante del sub-compresor (2) y un lado de entrada de refrigerante del compresor (1) principal;

15 una válvula (9) de derivación de presión intermedia que está provista en la derivación (33) de presión intermedia, en el que la válvula (9) de derivación de presión intermedia controla un caudal del refrigerante que fluye a través de la derivación (33) de presión intermedia;

una válvula (6) de pre-expansión provista entre un lado de salida de refrigerante del radiador y un lado de entrada de refrigerante del expansor (7), en el que la válvula (6) de pre-expansión reduce la presión del refrigerante que fluye al interior del expansor (7); y

20 un controlador (83) que controla una operación de la válvula (9) de derivación de presión intermedia y una operación de la válvula (6) de pre-expansión, en el que

el controlador (83) regula una presión de un lado de alta presión cambiando uno o ambos de entre un grado de apertura de la válvula (9) de derivación de presión intermedia y un grado de apertura de la válvula (6) de pre-expansión.

2. Aparato (100) de ciclo de refrigeración según la reivindicación 1, en el que

25 el controlador (83) aumenta la presión del lado de alta presión cambiando uno o ambos de entre el grado de apertura de la válvula (9) de derivación de presión intermedia y el grado de apertura de la válvula (6) de pre-expansión cuando una relación de densidad que se obtiene a partir de una densidad de refrigerante de entrada del expansor (7) y una densidad de refrigerante de entrada del sub-compresor (2) en un estado operativo real es mayor que una relación de volumen de diseño que se esperaba en el momento del diseño y que se obtiene a partir de un volumen de carrera del sub-compresor (2), un volumen de carrera del expansor (7), y una relación de un caudal del refrigerante que fluye al sub-compresor (2), y

35 el controlador (83) disminuye la presión del lado de alta presión cambiando uno o ambos de entre el grado de apertura de la válvula (9) de derivación de presión intermedia y el grado de apertura de la válvula (6) de pre-expansión cuando la relación de densidad en el estado operativo real es menor que la relación de volumen de diseño esperada en el momento del diseño.

3. Aparato (100) de ciclo de refrigeración según la reivindicación 1 o 2, en el que

40 el controlador (83) regula la presión del lado de alta presión operando la válvula (6) de pre-expansión cuando el grado de apertura de la válvula (9) de derivación de presión intermedia se encuentra en un grado de apertura mínimo, y operando la válvula (9) de derivación de presión intermedia cuando el grado de apertura de la válvula (6) de pre-expansión está en un grado de apertura máximo.

4. Aparato (100) de ciclo de refrigeración según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en el que

el controlador (83) regula la presión del lado de alta presión en correlación con una temperatura de descarga que se detecta en un lado de salida de refrigerante del compresor (1) principal.

5. Aparato (100) de ciclo de refrigeración según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en el que

45 el controlador (83) regula la presión del lado de alta presión en correlación con un grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye desde el evaporador.

6. Aparato (100) de ciclo de refrigeración según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en el que el controlador (83) regula la presión del lado de alta presión en correlación con un grado de sobreenfriamiento del refrigerante que fluye desde el radiador.
7. Aparato (100) de ciclo de refrigeración según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, en el que
- 5 el sub-compresor (2) es un compresor de dos etapas y el refrigerante descargado desde el sub-compresor (2) es inyectado a un paso que conecta entre sí una cámara de compresión del lado de la etapa baja y una cámara de compresión del lado de la última etapa.
8. Aparato (100) de ciclo de refrigeración según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7, en el que un refrigerante que pasa a un estado supercrítico en el lado de alta presión se usa como refrigerante.
- 10 9. Un procedimiento de operación de un aparato (100) de ciclo de refrigeración, que comprende las etapas de:
- comprimir un refrigerante con un compresor (1) principal;
- irradiar calor del refrigerante comprimido por el compresor (1) principal con un radiador;
- reducir una presión del refrigerante que ha pasado a través del radiador con un expansor (7);
- evaporar el refrigerante que ha sido despresurizado por el expansor (7) con un evaporador;
- 15 usar energía, que ha sido generada en el expansor (7) cuando se ha reducido la presión del refrigerante, para comprimir una parte del refrigerante que pasa a través del evaporador a una presión intermedia con un sub-compresor (2);
- inyectar el refrigerante comprimido a la presión intermedia por el sub-compresor (2) a una posición intermedia de un proceso de compresión del compresor (1) principal;
- 20 caracterizado por que conecta entre sí un lado de salida de refrigerante del sub-compresor (2) y un lado de entrada de refrigerante del compresor (1) principal con una derivación (33) de presión intermedia;
- controlar un caudal del refrigerante que fluye a través de la derivación (33) de presión intermedia con una válvula (9) de derivación de presión intermedia;
- 25 reducir la presión del refrigerante que fluye entre un lado de salida de refrigerante del radiador y un lado de entrada de refrigerante del expansor (7) y que fluye al interior del expansor (7) con una válvula (6) de pre-expansión; y
- regular una presión de un lado de alta presión cambiando uno o ambos de entre un grado de apertura de la válvula (9) de derivación de presión intermedia y un grado de apertura de la válvula (6) de pre-expansión en base a una relación de densidad que es obtenida a partir de una densidad de refrigerante de entrada del expansor (7) y una densidad de refrigerante de entrada del sub-compresor (2) en un estado operativo real y una
- 30 relación de volumen de diseño esperada en el momento del diseño y que se obtiene a partir de un volumen de carrera del sub-compresor (2), un volumen de carrera del expansor (7) y una relación de un caudal del refrigerante que fluye al sub-compresor (2).
10. Procedimiento de operación del aparato (100) de ciclo de refrigeración según la reivindicación 9, en el que
- 35 la presión del lado de alta presión es aumentada cambiando uno o ambos de entre el grado de apertura de la válvula (9) de derivación de presión intermedia y el grado de apertura de la válvula (6) de pre-expansión cuando la relación de densidad en el estado operativo real es mayor que la relación de volumen de diseño esperada en el momento del diseño.
11. Procedimiento de operación del aparato (100) de ciclo de refrigeración según la reivindicación 9, en el que
- 40 la presión del lado de alta presión es reducida cambiando uno o ambos de entre el grado de apertura de la válvula (9) de derivación de presión intermedia y el grado de apertura de la válvula (6) de pre-expansión cuando la relación de densidad en el estado operativo real es menor que la relación de volumen de diseño esperada en el momento del diseño.

FIG. 1

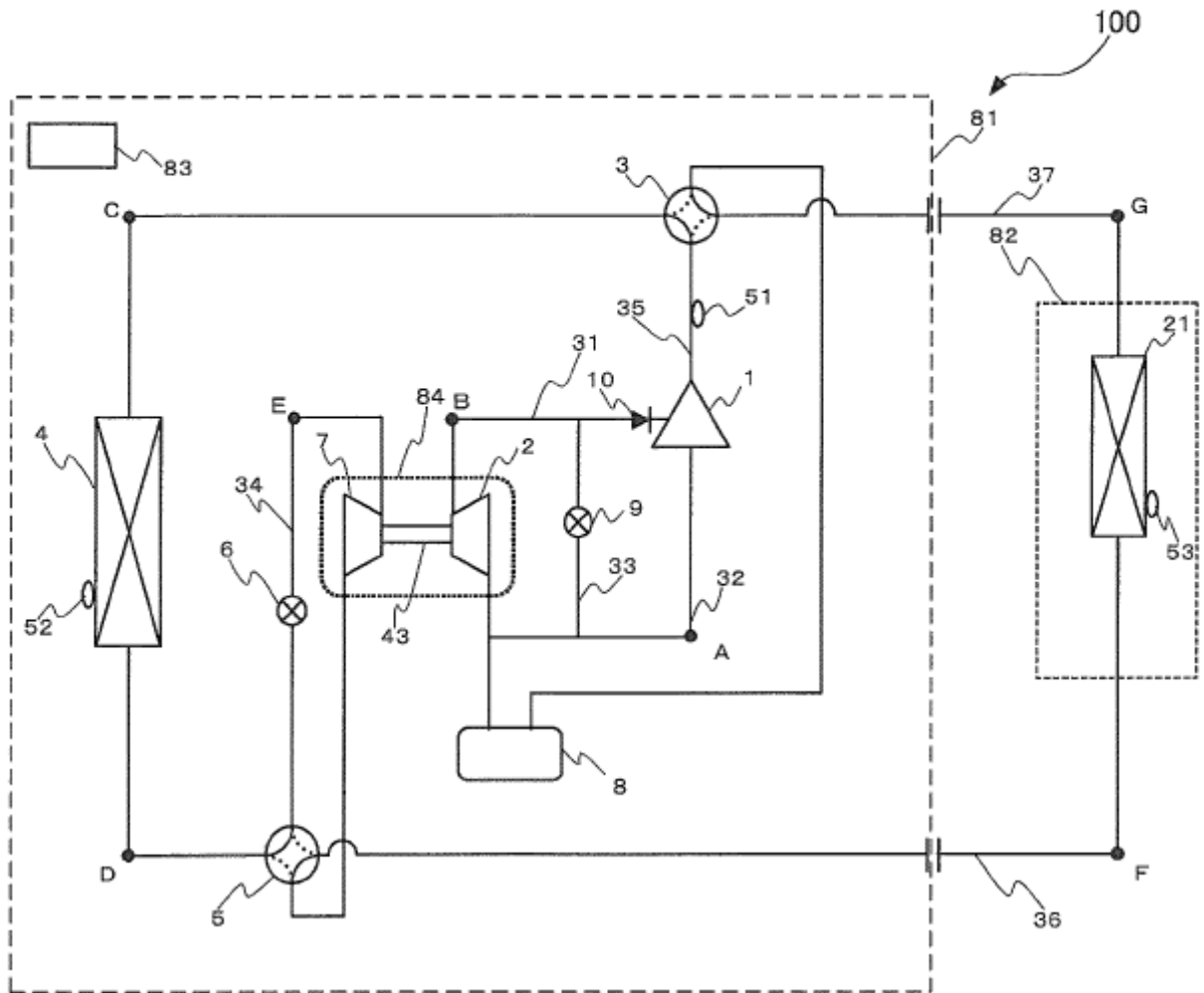


FIG. 2

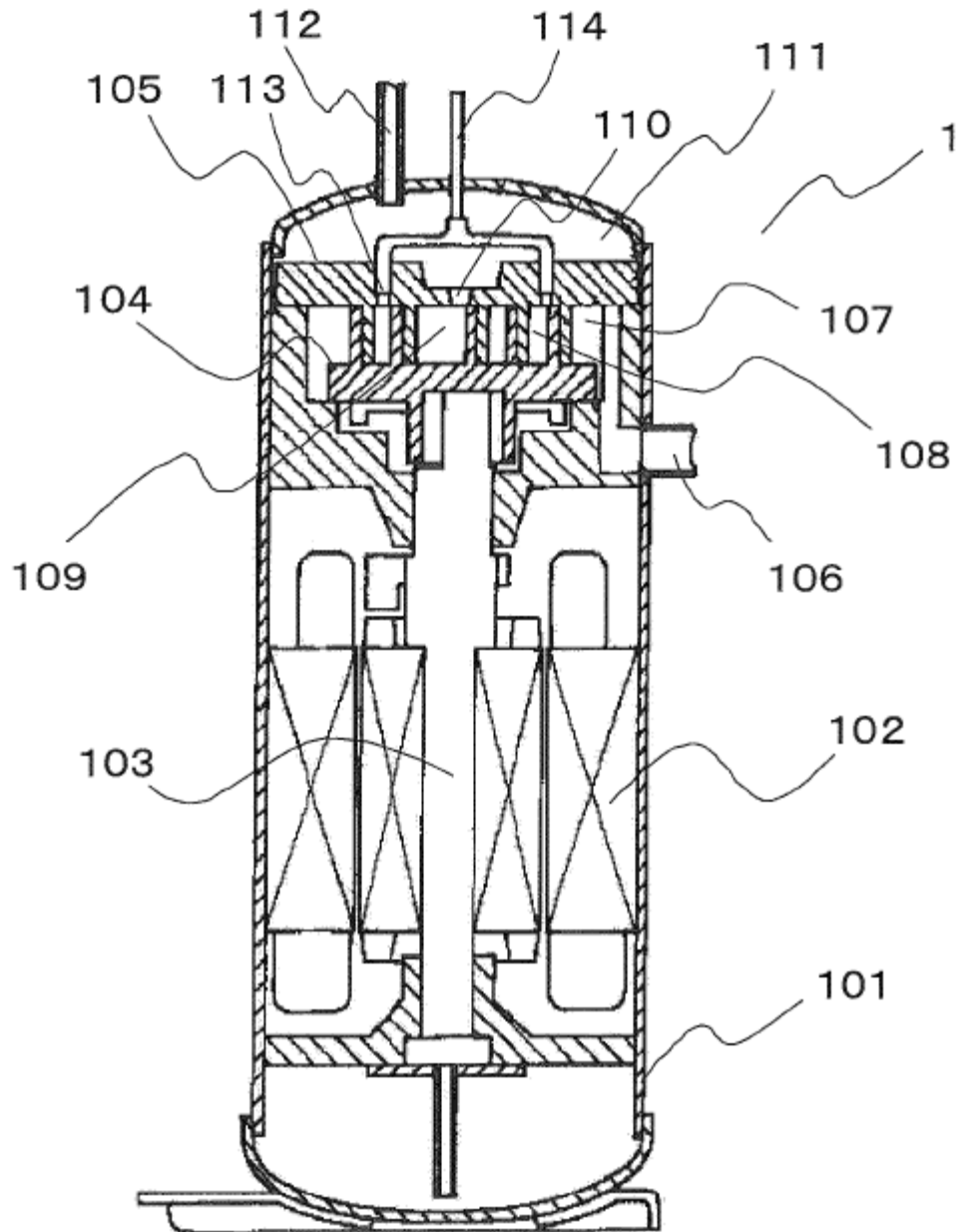


FIG. 3

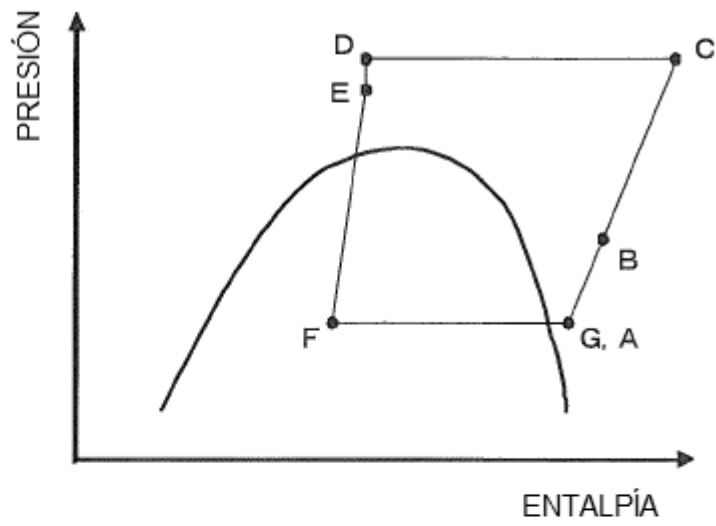


FIG. 4

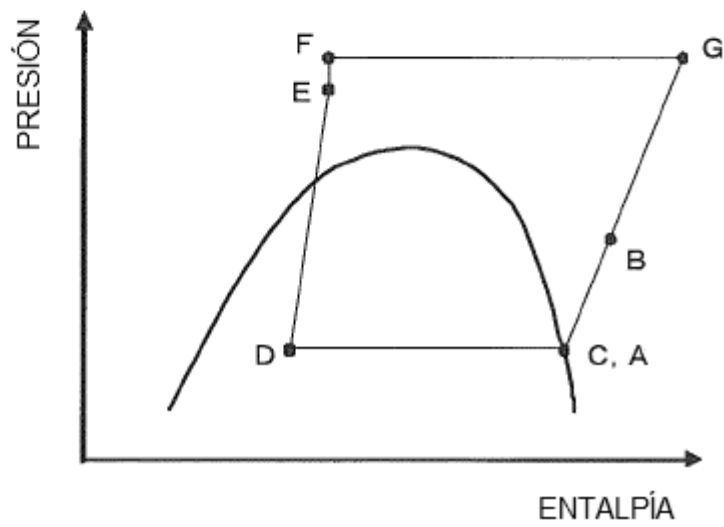


FIG. 5

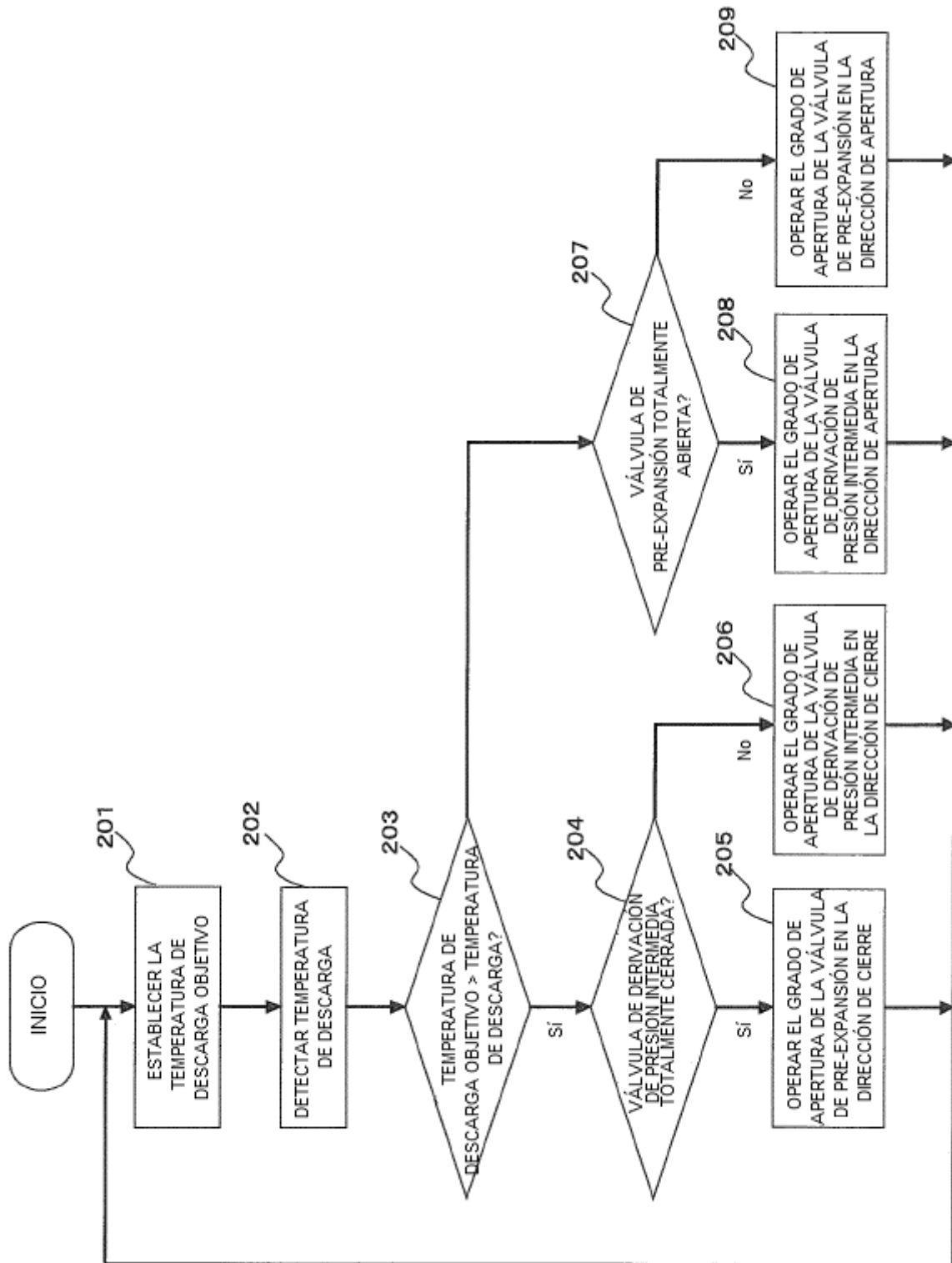


FIG. 6

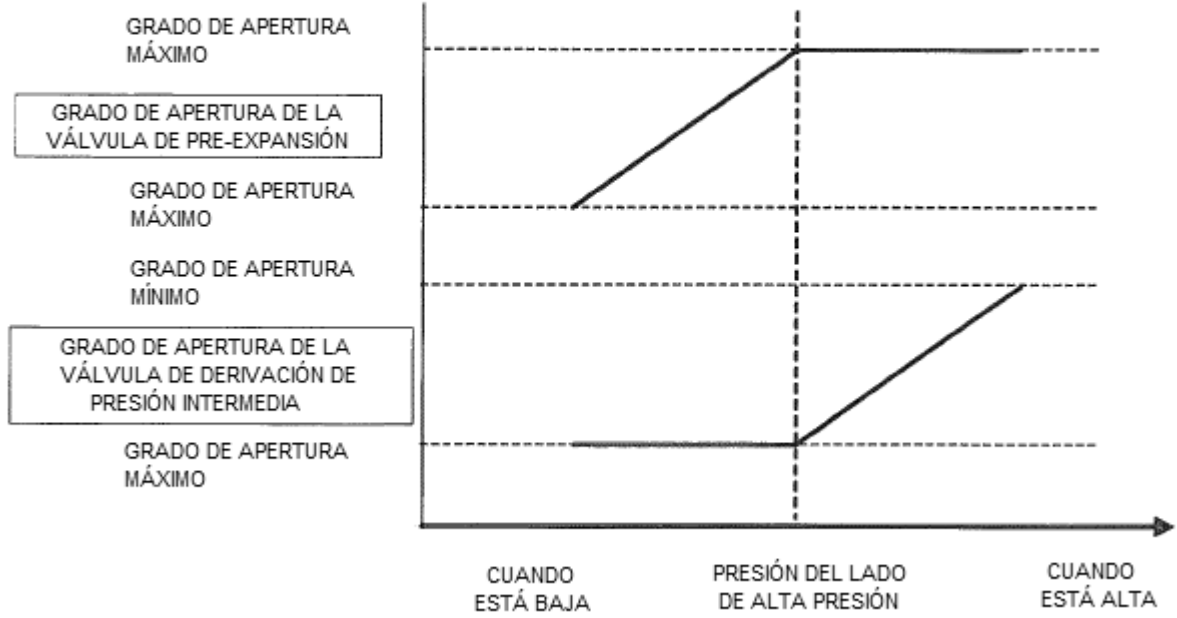


FIG. 7

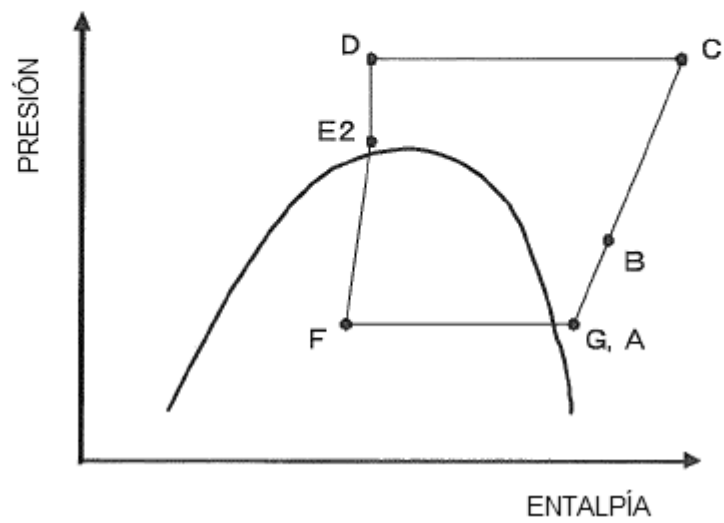


FIG. 8

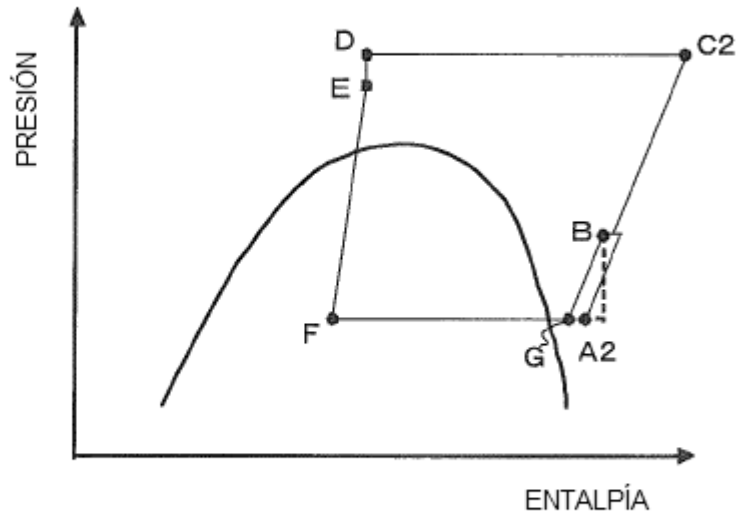


FIG. 9

